

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 08121333
 PUBLICATION DATE : 14-05-96

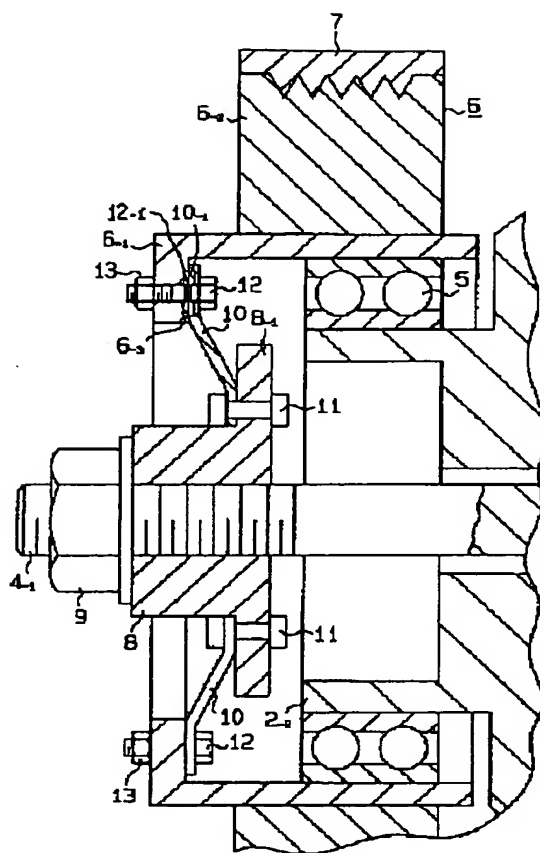
APPLICATION DATE : 19-10-94
 APPLICATION NUMBER : 06253945

APPLICANT : TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD;

INVENTOR : NAKAMURA MASAYA;

INT.CL. : F04B 35/00

TITLE : POWER TRANSMISSION STRUCTURE
 OF CLUTCHLESS



ABSTRACT : PURPOSE: To provide a simple power transmission structure which transmits a load torque to a vehicle engine after relieving a variation of the load torque on a clutchless compressor side.

CONSTITUTION: A rotation of a vehicle engine is transmitted to a pulley 6 through a belt 7, and the rotation of the pulley 6 is transmitted to a rotating shaft 4 through a leaf spring 10 and the driving force transmission body 8. Also one end of the leaf spring 10 is connected to the connecting flange 8-1 of the driving force transmission body 8 with rivets 11, and the other end of the leaf spring 10 is connected to a connecting substrate 6-10 of the pulley 6 with screws 12. Then the driving force transmission body 8 is screwed onto the rotating shaft, and tightened fixedly with a lock nut 9.

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-121333

(43) 公開日 平成8年(1996)5月14日

(51) Int.Cl.⁶

F 0 4 B 35/00

識別記号

A

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平6-253945

(22) 出願日 平成6年(1994)10月19日

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 道行 隆

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 川口 真広

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 岡田 昌彦

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(74) 代理人 弁理士 恩田 博宣

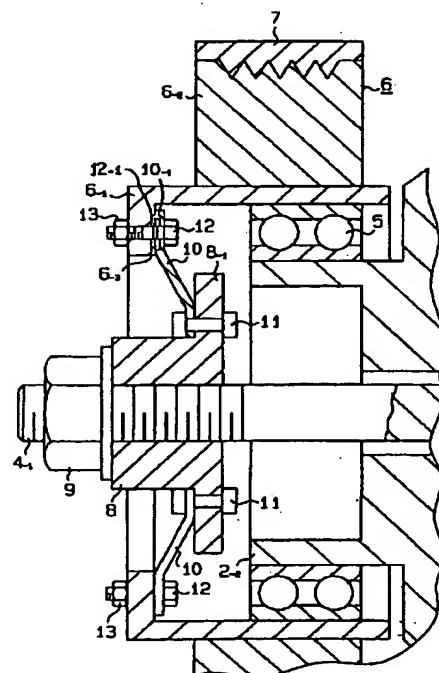
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 クラッチレス圧縮機における動力伝達構造

(57) 【要約】

【目的】 クラッチレス圧縮機側の負荷トルクの変動を緩和して車両エンジン側に伝達する簡素な動力伝達構造を提供する。

【構成】 車両エンジン (図示略) の回転はベルト7を介してプーリ6に伝えられ、プーリ6の回転は板ばね10及び駆動力伝達体8を介して回転軸4に伝達される。板ばね10の一端はリベット11により駆動力伝達体8の連結フランジ8-1に結合されており、板ばね10の他端はねじ12によりプーリ6の連結基板6-1に結合されている。駆動力伝達体8は回転軸4に螺着されており、ロックナット9により締め付け固定されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 外部駆動源の駆動力をプーリを介して回転軸に伝達するクラッチレス圧縮機において、ハウジングから突出する回転軸の突出端部に駆動力伝達体を止着し、前記プーリに対して駆動力伝達体をプーリの回転方向とは逆方向へ相対変位可能にプーリと駆動力伝達体とをばね部材で弾性結合したクラッチレス圧縮機における動力伝達構造。

【請求項2】 圧縮機は、回転軸に止着された回転支持体に斜板を傾動可能に支持し、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差に応じて斜板の傾角を制御し、吐出圧領域の圧力をクランク室に供給すると共に、クランク室の圧力を吸入圧領域に放出してクランク室内の調圧を行なう可変容量型圧縮機であり、前記ばね部材は回転軸をハウジングから突出させる方向へ付勢する請求項1に記載のクラッチレス圧縮機における動力伝達構造。

【請求項3】 前記ばね部材はプーリ及び駆動力伝達体のいずれか一方に対して過負荷で破断する破断ピンによって結合されている請求項1及び請求項2のいずれか1項に記載のクラッチレス圧縮機における動力伝達構造。

【請求項4】 前記ばね部材を過負荷で破断させるための破断凹部をばね部材に形成した請求項1及び請求項2のいずれか1項に記載のクラッチレス圧縮機における動力伝達構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、外部駆動源の駆動力をプーリを介して回転軸に伝達するクラッチレス圧縮機における動力伝達構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 外部駆動源と圧縮機の回転軸との間の動力伝達の連結及び遮断を行なう電磁クラッチを使用しないクラッチレス圧縮機では、特に車両搭載形態ではそのON-OFFのショックによる体感フィーリングの悪さの欠点を解消できる。又、圧縮機全体の重量減、コスト減が可能となる。しかし、このようなクラッチレス圧縮機では圧縮機側の負荷トルクの変動が緩和されずに車両エンジンに波及するため、車両エンジンの回転数が変動してしまう。

【0003】 実開昭63-142460号公報に開示されるクラッチレス圧縮機では、プーリに形成された環状の突状壁に係合凹部が設けられていると共に、ハブの周面に係合凹部が設けられている。突状壁側の係合凹部にはドライブレバーの一端が挿入されており、ハブ側の係合凹部にはドライブレバーの他端が環状の板ばねを介して挿入されている。プーリの回転はドライブレバー及び板ばねを介して回転軸に伝達する。圧縮機側の負荷トルクの変動はドライブレバーの揺動及び板ばねの弾性変形によって緩和され、負荷トルクの変動に起因する車両エ

ンジンの回転数変動が抑制される。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、複数本のドライブレバーを揺動可能に支持し、かつドライブレバーの揺動変位を板ばねで受け止める構成は複雑である。このような複雑な構成では部品点数、組み付け工数が増え、クラッチレス圧縮機のコストが高くなる。

【0005】 本発明は、簡素な構成にも関わらず圧縮機側の負荷トルクの変動の波及を抑制し得るクラッチレス圧縮機における動力伝達構造を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 そのために請求項1の発明では、ハウジングから突出する回転軸の突出端部に駆動力伝達体を止着し、前記プーリに対して駆動力伝達体をプーリの回転方向とは逆方向へ相対変位可能にプーリと駆動力伝達体とをばね部材で弾性結合した。

【0007】 請求項2の発明では、回転軸に止着された回転支持体に斜板を傾動可能に支持し、クランク室内の圧力と吸入圧との片頭ピストンを介した差に応じて斜板の傾角を制御し、吐出圧領域の圧力をクランク室に供給すると共に、クランク室の圧力を吸入圧領域に放出してクランク室内の調圧を行なう可変容量型圧縮機を対象とし、前記ばね部材によって回転軸をハウジングから突出させる方向へ付勢するようにした。

【0008】 請求項3の発明では、プーリ及び駆動力伝達体のいずれか一方に対して過負荷で破断する破断ピンによって前記ばね部材を結合した。請求項4の発明では、前記ばね部材を過負荷で破断させるための破断凹部をばね部材に形成した。

【0009】

【作用】 圧縮機側の負荷トルクの変動はばね部材の弾性変形作用によって緩和されてプーリ側へ伝達される。回転軸に駆動力伝達体を止着すると共に、駆動力伝達体とプーリとをばね部材で弾性結合する構成は簡素である。

【0010】 請求項2の発明では、回転軸がばね部材のばね作用によってハウジングから突出する方向に付勢される。回転軸にはそのがたつきを防止するために予荷重が付与されるが、ばね部材のばね作用力が回転軸に予荷重を付与する。

【0011】 請求項3の発明では、圧縮機側の負荷トルクが過負荷になると、破断ピンが破断し、プーリと駆動力伝達体との間の過負荷伝達が遮断される。この過負荷伝達遮断により外部駆動源側への過負荷伝達による悪影響が回避される。

【0012】 請求項4の発明では、圧縮機側の負荷トルクが過負荷になると、ばね部材が破断凹部の位置で破断し、プーリと駆動力伝達体との間の過負荷伝達が遮断される。

【0013】

【実施例】以下、本発明を具体化した第1実施例を図1～図5に基づいて説明する。図1に示すようにシリンダブロック1の前端にはフロントハウジング2が接合されており、シリンダブロック1の後端にはリヤハウジング3が接合されている。クランク室2-1を形成するフロントハウジング2とシリンダブロック1との間には回転軸4が回転可能に架設支持されている。回転軸4の前端はクランク室2-1から外部へ突出している。

【0014】フロントハウジング2には支持筒2-2が一体形成されており、支持筒2-2にはアンギュラベアリング5が固着されている。アンギュラベアリング5の外輪にはプーリ6が止着されている。プーリ6は、アンギュラベアリング5の外輪に固着された連結基板6-1と、連結基板6-1に固着されたプーリ本体6-2とからなる。プーリ本体6-2はベルト7を介して外部駆動源である車両エンジン（図示略）に連結されている。

【0015】アンギュラベアリング5はスラスト方向の荷重及びラジアル方向の荷重の両方を受け止める。クランク室2-1から外部へ突出する回転軸4の突出端部4-1には筒状の駆動力伝達体8及びロックナット9が螺着されている。ロックナット9は駆動力伝達体8を突出端部4-1に締め付け固定するものである。

【0016】図1及び図2に示すように駆動力伝達体8には連結フランジ8-1が一体形成されている。連結フランジ8-1と連結基板6-1との間には複数枚の板ばね10が架け渡されている。板ばね10の一端はリベット11により連結フランジ8-1に取り付けられており、板ばね10の他端はねじ12及びナット13により連結基板6-1に取り付けられている。図3に示すようにリベット11による板ばね10の取り付け位置とねじ12による板ばね10の取り付け位置とは回転軸4の軸線方向にずらしてある。このずらしの間隔は回転軸4に対する駆動力伝達体8の螺着位置に応じて変わり、駆動力伝達体8がフロントハウジング2側に近づくほど板ばね10の前記軸線方向への撓み変形が大きくなる。板ばね10は前記撓み変形によって駆動力伝達体8をフロントハウジング2から離間する方向へ付勢しており、回転軸4がフロントハウジング2から突出する方向へ板ばね10の撓み変形によって予荷重を付与されている。

【0017】図3に示すようにねじ12には破断用切り込み12-1が形成されている。板ばね10と連結基板6-1との対向面には凹部10-1、6-3が対向形成されている。ねじ12は凹部10-1、6-3を通り、破断用切り込み12-1が凹部10-1、6-3内に位置するようにしてある。

【0018】図2に示すように各板ばね10は回転軸4の半径線に対して回転軸4の回転方向（矢印 α ）とは逆方向に傾けてある。車両エンジンの回転はベルト7を介してプーリ6に伝えられ、プーリ6の回転は板ばね10及び駆動力伝達体8を介して回転軸4に伝達される。

【0019】回転軸4には回転支持体14が止着されている。回転軸4には斜板15が回転軸4の軸線方向へスライド可能かつ傾動可能に支持されている。図4に示すように斜板15は回転支持体14上の支持アーム14-1と一対のガイドピン16、17との連係により回転軸4の軸線方向へ傾動可能かつ回転軸4と一体的に回転可能である。斜板15の傾動は、支持アーム14-1とガイドピン16、17とのスライドガイド関係、回転軸4のスライド支持作用により案内される。

【0020】回転軸4の後端部は深溝玉軸受け部材18及び遮断体19を介してシリンダブロック1内の収容孔20の内周面で支持される。リヤハウジング3の中心部には吸入通路21が形成されている。吸入通路21は収容孔20に連通しており、収容孔20側の吸入通路21の開口の周囲には位置決め面22が形成されている。遮断体19の先端は位置決め面22に当接可能である。遮断体19の先端が位置決め面22に当接することにより遮断体19が斜板15から離間する方向への移動を規制されると共に、吸入通路21と収容孔20との連通が遮断される。

【0021】斜板傾角の減少により斜板15が遮断体19側へ移動するに伴い、斜板15が伝達筒23に当接し、伝達筒23及び深溝玉軸受け部材18を位置決め面22側へ押す。深溝玉軸受け部材18は回転軸4のラジアル方向のみならずスラスト方向の荷重も受け止める。そのため、遮断体19は吸入通路開放ばね24のばね力に抗して位置決め面22側へ付勢され、遮断体19の先端が位置決め面22に当接する。

【0022】斜板15の最小傾角は 0° よりも僅かに大きい。この最小傾角状態は遮断体19が吸入通路21と収容孔20との連通を遮断する閉位置に配置されたときにもたらされる。斜板15の最大傾角は回転支持体14の傾角規制突部14-2と斜板15との当接によって規制される。

【0023】斜板15の回転運動はシュー25を介してシリンダボア1-1内の片頭ピストン26の前後往復運動に変換される。図1及び図5に示すようにリヤハウジング3内には吸入圧領域となる吸入室3-1及び吐出圧領域となる吐出室3-2が区画形成されている。吸入室3-1内の冷媒ガスは片頭ピストン26の復動動作により吸入ポート28から吸入弁29を押し退けてシリンダボア1-1内へ流入する。シリンダボア1-1内へ流入した冷媒ガスは片頭ピストン26の往動動作により吐出ポート30から吐出弁31を押し退けて吐出室3-2へ吐出される。

【0024】回転支持体14とフロントハウジング2との間にはスラストベアリング27が介在されている。シリンダボア1-1からの圧縮反力は、片頭ピストン26、シュー25、斜板15、ガイドピン16、17、回転支持体14及びスラストベアリング27を介してフロントハウジング2で受け止められる。

5

【0025】吸入室3-1は通口32を介して収容孔20に連通している。遮断体19が前記閉位置に配置されると、通口32は吸入通路21から遮断される。回転軸4内には通路33が形成されている。通路33はクランク室2-1と遮断体19の筒内とを連通している。遮断体19の先端には放圧通口19-1が貫設されている。放圧通口19-1は収容孔20と遮断体19の筒内とを連通する。

【0026】クランク室2-1と吐出室3-2とは圧力供給通路34で接続されている。圧力供給通路34上には電磁開閉弁35が介在されている。電磁開閉弁35のソレノイド35-1の励磁により弁体35-2が弁孔35-3を閉鎖する。ソレノイド35-1が消磁すれば弁体35-2が弁孔35-3を開放する。

【0027】吸入室3-1へ冷媒ガスを導入する吸入通路21と、吐出室3-2から冷媒ガスを排出する排出口1-2とは外部冷媒回路36で接続されている。外部冷媒回路36上には凝縮器37、膨張弁38及び蒸発器39が介在されている。膨張弁38は蒸発器39の出口側のガス圧の変動に応じて冷媒流量を制御する。蒸発器39の近傍には温度センサ40が設置されている。制御コンピュータCは温度センサ40から得られる検出温度情報に基づいてソレノイド35-1を励磁制御する。制御コンピュータCは空調装置作動スイッチ41のON状態のもとに検出温度が設定温度以下になるとソレノイド35-1の消磁を指令する。この設定温度以下の温度は蒸発器39においてフロストが発生しそうな状況を反映する。又、制御コンピュータCは空調装置作動スイッチ41のON状態のもとに車両エンジンの回転数検出器42からの特定の回転数変動検出情報によってソレノイド35-1を消磁する。さらに制御コンピュータCは空調装置作動スイッチ41のOFFによってソレノイド35-1を消磁する。ソレノイド35-1が消磁されると圧力供給通路34が開き、吐出室3-2とクランク室2-1とが連通する。従って、吐出室3-2の冷媒ガスがクランク室2-1へ流入し、クランク室2-1内の圧力が高くなる。クランク室2-1内の圧力上昇により斜板15の傾角が最小傾角側へ移行する。遮断体19の先端が位置決め面22に当接すると、斜板傾角は最小となり、外部冷媒回路36から吸入室3-1への冷媒ガス流入が阻止される。

【0028】斜板最小傾角は0°ではないため、斜板傾角が最小の状態においてもシリンダポア1-1から吐出室3-2への吐出は行われている。吸入室3-1内の冷媒ガスはシリンダポア1-1内へ吸入されて吐出室3-2へ吐出される。即ち、斜板傾角が最小状態では、吐出室3-2、圧力供給通路34、クランク室2-1、通路33、放圧通口19-1、吸入室3-2、シリンダポア1-1を経由する循環通路が圧縮機内にできていて、冷媒ガスと共に流動する潤滑油は前記循環通路を経由して圧縮機内を潤滑する。吐出室3-2、クランク室2-1及び吸入室3-1の間では圧

6

力差が生じている。この圧力差及び放圧通口19-1における通過断面積が斜板15を最小傾角に安定的に保持する。

【0029】ソレノイド35-1が励磁すると圧力供給通路34が閉じる。クランク室2-1内と吸入室3-1内との間では圧力差があるため、クランク室2-1の圧力が通路33及び放圧通口19-1を介した放圧に基づいて減圧してゆく。この減圧により斜板15の傾角が最小傾角から最大傾角へ移行する。

【0030】このような動作を行なうクラッチレス圧縮機では、圧縮機側の負荷トルクの変動が回転軸4から駆動力伝達体8及び複数枚の板ばね10を介してプーリ6に伝達される。板ばね10は回転軸4の半径線に対して回転軸4の回転方向α側へ傾けられている。そのため、板ばね10は圧縮機側の負荷トルクによって弾性変形する。即ち、駆動力伝達体8は圧縮機側の負荷トルクによってプーリの回転方向とは逆方向へ相対変位可能である。従って、板ばね10は負荷トルクの変動を緩和してプーリ6に伝達する。このような緩衝効果をもたらす板ばね10は連結基板6-1と連結フランジ8-1との間に架け渡されており、この連結構成は簡素である。

【0031】回転軸4はスラスト方向へ変位してがたつき可能性があるため、回転軸4に対してスラスト方向への予荷重を付与してがたつきを防止する必要がある。本実施例の圧縮機では回転軸4をフロントハウジング2から突出させる方向へ予荷重を付与すれば、この予荷重がスラストベアリング27を介してフロントハウジング2によって受け止められる。板ばね10は回転軸4の軸線方向への撓み変形によって回転軸4に予荷重を付与している。即ち、負荷トルク変動の緩衝伝達を行なう板ばね10が予荷重付与機能も兼ねており、予荷重付与専用の機構が不要となる。

【0032】圧縮機側の負荷トルクが過大になった場合、この過大な負荷トルクが車両エンジン側に波及すれば車両エンジンがエンジンストールを起こす。本実施例では過大な負荷トルクが生じた場合には、ねじ12が破断用切り込み12-1の部位で破断する。従って、過大な負荷トルクが車両エンジン側に波及することなく、ベルト破断やエンジンストールは起きない。

【0033】又、破断ピンとなるねじ12が破断した場合、ねじ12のみを取り替えば、圧縮機の再使用が可能である。次に、図6及び図7の実施例を説明する。この実施例では駆動力伝達体8の連結フランジ8-1の周面に取り付け凹部8-2が形成されており、板ばね43の一端が取り付け凹部8-2の取り付け面にねじ44により締め付け固定されている。板ばね43の他端はねじ45により連結基板6-1の前面に締め付け固定されている。前記取り付け面は連結フランジ8-1の周方向に向いており、板ばね43は両端を90度にひねってある。板ばね43は回転軸4の半径線に対して回転軸4の回転方向α

7

とは逆方向に若干傾けてある。又、板ばね43は第1実施例と同様の予荷重を付与するように回転軸4の軸線方向に撓み変形してある。さらに板ばね43には破断凹部43-1が形成されている。

【0034】この実施例においても第1実施例と同様に板ばね43が圧縮機側の負荷トルクにより駆動力伝達体8の周方向へ弾性変形し、負荷トルクの変動が板ばね43により吸収される。しかも、負荷トルク変動を吸収する構成は簡素である。又、板ばね43が負荷トルク変動の緩衝伝達のみならず予荷重付与機能も兼ねる。さらに、負荷トルクが過大になったときには板ばね43が破断凹部43-1で破断する。

【0035】なお、板ばね43に破断凹部43-1を設ける代わりに、ねじ43あるいはねじ44の首部に破断用切り込みを形成するようにしてもよい。次に、図8の実施例を説明する。この実施例では複数のジグザグ形状のばね部材46が駆動力伝達体8の連結フランジ8-1の周囲に配列されている。回転軸4と直交する平面と各ばね部材4との交差断面形状は円弧であり、各円弧は回転軸4の軸線上に半径中心を持つ。ばね部材46の一端はねじ47により連結フランジ8-1の周面に締め付け固定されており、ばね部材46の他端はねじ48により連結フランジ8-1の周縁に締め付け固定されている。ねじ47、48のいずれか一方の首部には破断用切り込み（図示略）が形成されている。

【0036】ばね部材46は連結フランジ8-1の周方向に弾性変位可能であり、かつ回転軸4の軸線方向に弾性伸長可能である。周方向の弾性変位は負荷トルクの変動を吸収し、軸線方向の弾性伸長は回転軸4に予荷重を付与する。又、前記破断用切り込みは過大な負荷トルクの発生時に破断する。この実施例においても負荷トルク変動を吸収する構成は簡素である。

【0037】

8

【発明の効果】以上詳述したように請求項1の発明は、ハウジングから突出する回転軸の突出端部に駆動力伝達体を止着し、前記プーリに対して駆動力伝達体をプーリの回転方向とは逆方向へ相対変位可能にプーリと駆動力伝達体とをばね部材で弾性結合したので、圧縮機側の負荷トルクの変動を緩和してプーリ側へ伝達する構成を簡素化し得る。

【0038】請求項2の発明は、ばね部材のばね作用によってハウジングから突出する方向に回転軸を付勢するようにしたので、負荷トルクの変動の吸収を行なうばね部材によって回転軸に予荷重を付与し得る。

【0039】請求項3の発明は、プーリ及び駆動力伝達体のいずれか一方に対して過負荷で破断する破断ピンによってばね部材を結合したので、過大な負荷トルクがプーリ側へ伝達しないようにし得る。

【0040】請求項4の発明は、ばね部材に破断凹部を形成したので、過大な負荷トルクがプーリ側へ伝達しないようにし得る。

【図面の簡単な説明】

20 【図1】 本発明を具体化した第1実施例の圧縮機全体の側断面図である。

【図2】 図1のA-A線拡大断面図である。

【図3】 要部拡大側断面図である。

【図4】 図1のB-B線断面図である。

【図5】 図1のC-C線断面図である。

【図6】 別例を示す要部拡大側断面図である。

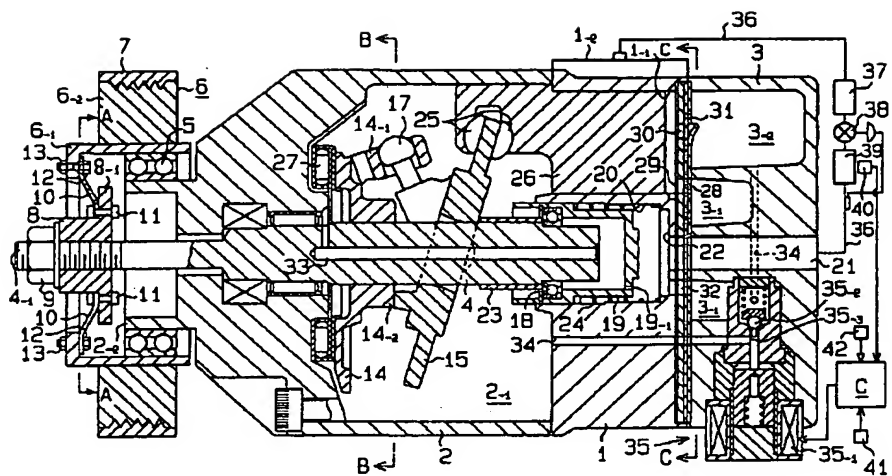
【図7】 図6のD-D線断面図である。

【図8】 別例を示す要部拡大側断面図である。

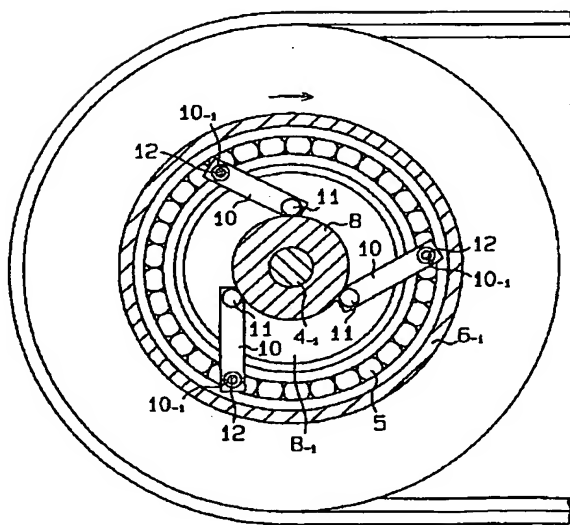
【符号の説明】

30 4…回転軸、4-1…突出端部、6…プーリ、8…駆動力伝達体、10…板ばね、12…破断ピンとなるねじ、43…板ばね、43-1…破断凹部、46…ばね部材。

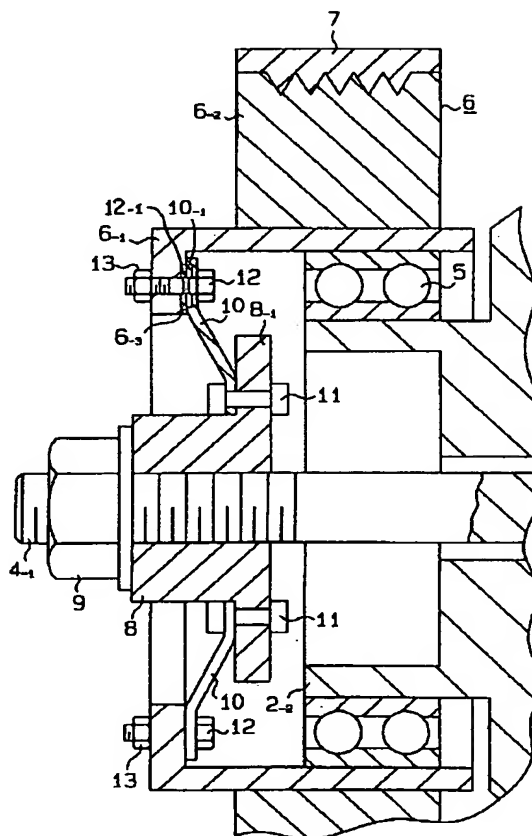
【図 1】



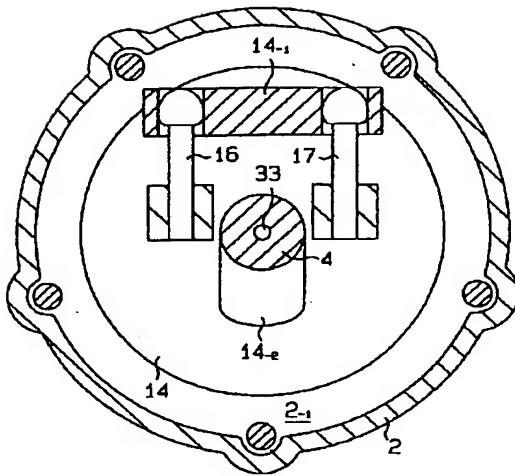
【図 2】



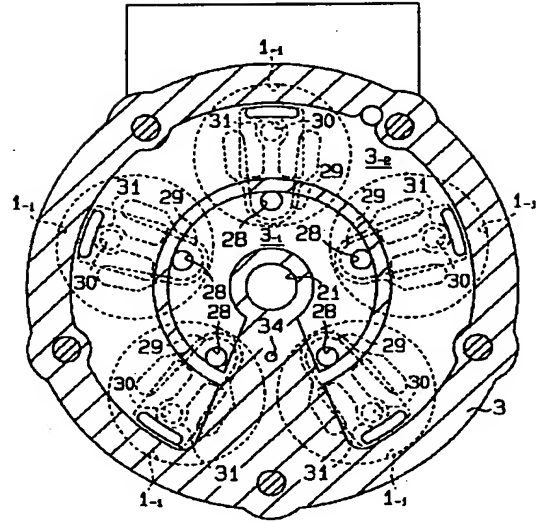
【図 3】



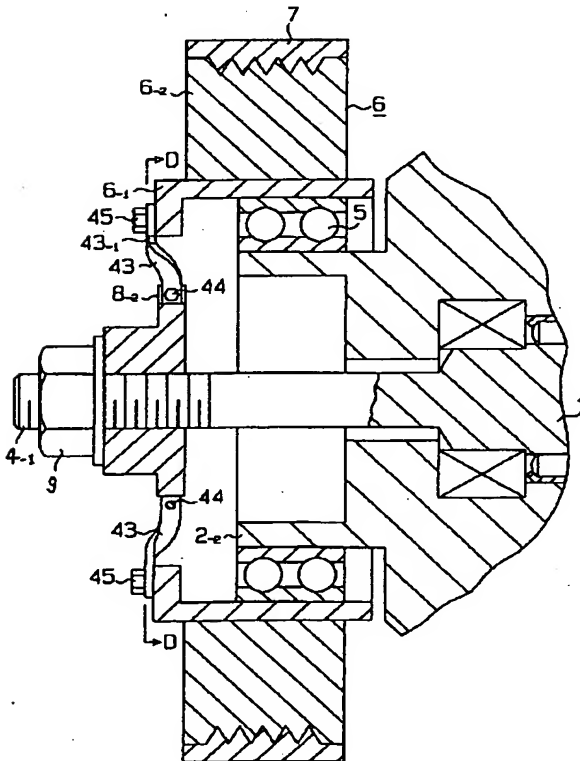
【図4】



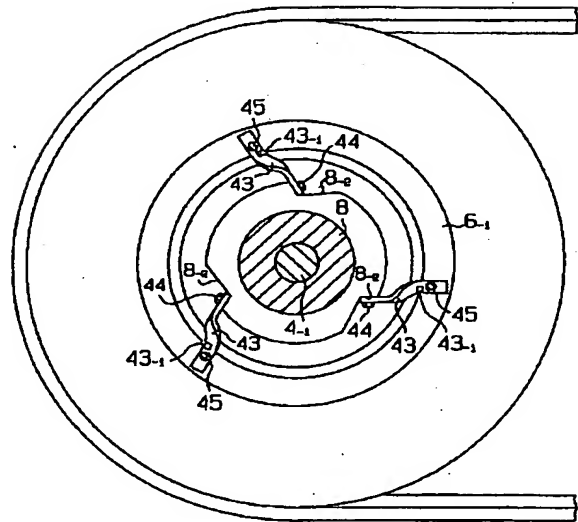
【図5】



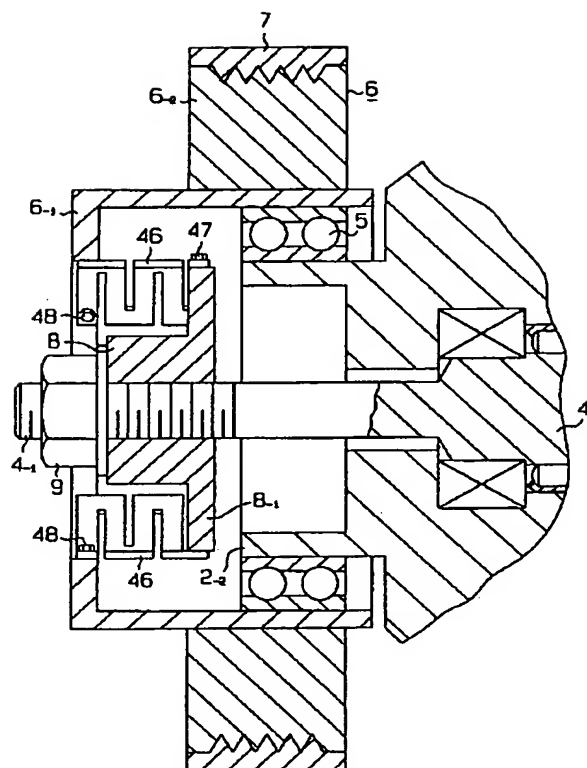
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 中村 雅哉
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内